تحليل ترمو-مکانيکي پيستون موتور *SI* با استفاده از مدل ساده دماي ديواره

جواد قارلقی[i] *؛ امير حسن کاکايي[ii]

چکيده

تحليل حرارتي و محاسبه توزيع دما در پيستون براي کنترل تنش‌هاي حرارتي و تغيير شکل‌ها در محدوده مجاز، اهميت دارد. در اين تحقيق ابتدا انتقال حرارت در پيستون موتور احتراق جرقه‌اي محاسبه شده، سپس با تعيين شرايط مرزي حرارتي و مکانيکي و اعمال آنها، تحليل تنش پيستون با استفاده از روش اجزا محدود انجام شده است. براي محاسبه انتقال حرارت، از يک مدل مقاومتي ساده براي تعيين دماي ديواره‌ها استفاده شده، بدين ترتيب که براي هر يک از ديواره‌ها يعني پيستون، سيلندر و سرسيلندر، يک دماي مجهول در نظر گرفته شده و معادلات انتقال حرارت مربوطه با مدل احتراق دو ناحيه‌اي به صورت همزمان حل شده است. مجموعه اين عمليات به وسيله کدي که در نرم افزار MATLAB نوشته شده، انجام شده و درستي نتايج با داده‌هاي تجربي موتور EF7.TC مقايسه شده است. براي محاسبه تنش‌هاي حرارتي و مکانيکي و مقايسه آنها با هم، نتايج بدست آمده از قسمت قبل برازش منحني شده و توسط نرم‌افزار ANSYS فراخواني و بر پيستون اعمال شده است. براي بررسي درستي نتايج، نتايج شبيه-سازي با نمونه‌هاي واقعي پيستون آسيب ديده مقايسه شده و نشان داده شده که نواحي بحراني مشخص شده، برابري خوبي با نواحي شکست در نمونه‌هاي واقعي دارد.

کلمات کليدی : پيستون موتور، مدل دو ناحيه‌اي احتراق، تحليل تنش، خستگي حرارتي، خستگي مکانيکي.

Thermo-mechanical Analysis of SI Engine Piston using Concise Wall Temperature Model

J. Gharloghy, A. H. Kakaee

ABSTRACT

It is important to calculate the piston temperature distribution in order to control the thermal stresses and deformations within acceptable levels. In this study, the SI engine piston heat transfer is calculated and the piston is thermo-mechanically analyzed using finite element method. In order to calculate the heat transfer, a concise resistor model for wall temperature prediction is used. For each of the walls (piston, cylinder and cylinder head), the relevant heat transfer equations simultaneously with two zone combustion model is solved considering three unknown temperature. The simulations were done by a MATLAB code and the result validated with the experimental data of the EF7.TC engine. The above results have been curve fitted and imported by the commercial ANSYS code to loading the piston. To evaluate properly of results, stress analysis results is compared with real samples of damaged piston and it has been shown that Critical identified areas, match well with areas of failure in the real samples.

KEYWORDS Engine piston, two zone combustion model, Stress Analysis, Thermal fatigue, mechanical fatigue.

تاريخ دريافت مقاله:۱۳۸۸/۱۲/۲۲

تاريخ اصلاحات مقاله: ۱۳۸۹/۱۱/۳

[i] * نويسنده مسئول و کارشناس ارشد مهندسي مکانيک، دانشگاه علم و صنعت ايران، کارشناس فني شرکت ايران خودرو، j.gharloghy@ikco.com

[ii] استاديار دانشکده مهندسي خودرو، دانشگاه علم و صنعت ايران، Kakaee_ah@iust.ac.ir

۱- مقدمه

پیستون يکي از پرتنش‌ترين قطعات خودرو است (فشار گاز درون محفظه احتراق مي‌تواند به حدود ۲۰۰bar_۱۸۰ برسد) [۱]. سرعت خطي پیستون به حدود m/s ۲۵ و دماي تاج پیستون ممکن است به ۴۰۰ °C برسد [۱]. بارهاي حرارتي از جمله بارهاي پيچيده و مهم تحليل مسائل جامداتي هستند. شناسايي و تعيين مقدار دقيق اين بارها، وابسته به تعيين توزيع دقيق ميدان دمايي در جسم است. تعيين توزيع و محاسبه ميدان دما در قطعات، همواره از بحث‌هاي مهم علم طراحي بوده است. در برخي از مسائل مهندسي، تنش‌هاي ناشي از بارهاي حرارتي که در اثر توزيع دما ناشي مي‌شوند، از بارهاي مکانيکي بيشتر بوده و از اهميت بالاتري برخوردار هستند.

اگر المان مکعب شکل از جسمي تحت تغييرات درجه حرارت قرار گيرد، ابعاد آن منبسط يا منقبض مي‌شود. اگر در مقابل تغيير ابعاد محدوديتي اعمال نشود، شکل کلي المان همواره به صورت مکعبي خواهد ماند. در اين صورت هرچند در جسم کرنش وجود دارد، ولي تنش‌ها برابر صفر هستند. اگر جسم طوري گرم شود که ميدان درجه حرارت يکنواخت باشد ولي از تغيير طول يک يا چند بعد جسم جلوگيري شود و نيز اگر جسم رفتار غير ايزوتروپيکي[۱] داشته باشد، تنش‌هاي حرارتي در جسم ايجاد مي‌شوند. اين تنش‌ها در بسياري از مسائل مهندسي، مانند صنايع هوايي، نيروگاه‌هاي حرارتي و صنعت خودرو مي‌توانند اثرات مهمي داشته باشند [۲].

به طور کلي عوامل ايجاد تنش‌هاي حرارتي عبارتند از [۳]:

- قيدهايي در مرز جسم که مانع انبساط و انقباض جسم مي‌شوند.
- توزيع درجه حرارت در جسم يکنواخت نباشد (گراديان دما وجود داشته باشد).
- جسم ايزوتروپ (همسانگرد) نباشد.

توزيع دماي پيستون، امکان بهينه‌سازي جنبه‌هاي حرارتي پيستون قبل از اينکه نمونه اوليه ساخته شود را با کم‌ترين هزينه‌ها به دست مي‌دهد. بيش‌ترين دماي هر نقطه از پيستون نبايد از ٦٦% دماي ذوب آلياژ مربوطه بيش‌تر شود. اين محدوده دمايي براي آلياژ پيستون موتورهاي امروزي حدود٦٤٠ کلوين است [٤]. تاج پيستون از جمله داغ‌ترين اعضاي يک موتور احتراق داخلي است. به همين دليل سيستم خنک کاري در درجه اول وظيفه دارد که دماي تاج پيستون را در حد مطلوب نگه دارد. زيرا اگر دماي تاج پيستون از حد بهينه خود بالاتر برود باعث افت کارايي و در نتيجه سوختگي پيستون خواهد شد. هم‌چنين افت بيش از حد دماي پيستون باعث افزايش اتلاف حرارتي از آن مي‌شود. بنابراين توصيه شده است که پيستون موتور احتراقي در محدوده بيش‌ترين دماي کارکرد خود کار کند و نبايد نرخ خنک‌کاري موتور طوري باشد که دماي پيستون را بيش از حد پايين آورد [٥و٦].

مدل متغير کلوخه‌اي[۲]، روشي مناسب براي شبيه‌سازي رفتار استاتيکي و ديناميکي سيستم‌هاي حرارتي است. انتقال حرارت از ميان ظرفيت‌هاي کلوخه‌اي و مقاومت‌هاي حرارتي انجام مي‌شود و به همين دليل اين روش شبيه‌سازي را مدل مقاومت-خازن مي‌نامند [۷]. در روش متغير کلوخه‌اي، قسمت-هاي مختلف موتور به تعدادي گره[۳] تقسيم شده که هر گره همدما[٤] فرض مي‌شود. به طور کلي افزايش تعداد گره‌ها، دقت کار را بالا مي‌برد اما بر پيچيدگي و طولاني شدن حل مي‌افزايد.

عدد بايو[٥] که عبارت است از نسبت مقاومت هدايتي به مقاومت جابجايي در يک ناحيه، مشخص کننده اين است که کدام ناحيه را مي‌توان همدما در نظر گرفت و يا بايد آن را به گره‌هاي مجزا تقسيم نمود [۸]. اگر عدد بايو مربوط به يک گره بسيار کمتر از يک باشد، آن گره را مي‌توان با دقت قابل قبولي هم‌دما فرض نمود.

در کارهايي که تازگي در تحليل حرارتي-مکانيکي پيستون انجام گرفته است، وانلي[٦] و يان[۷] با استفاده از روش اجزاي محدود و تحليل سه بعدي هم‌زمان پيستون-روغن-لاينر، به شبيه‌سازي حرارتي پيستون پرداخته‌اند. گسسته‌سازي سه بعدي با اين فرضيه انجام شده است که فيلم روغن به صورت مقاومت حرارتي يک بعدي عمل مي‌کند [۹]. در تحقيقي ديگر هاري گايا[۸] و تودا[۹] به بررسي اثر سرعت شعله بر شار حرارتي در محفظه احتراق پرداخته‌اند. آنها با استفاده از روش دو ناحيه‌اي، دماي گاز را محاسبه نموده و با استفاده از يک روش آزمايشگاهي، شار حرارتي در نقاط مختلف محفظه احتراق را محاسبه کرده‌اند. نتايج نشان مي‌دهند که با افزايش سرعت شعله ميزان بيشينه شار حرارتي کاهش مي‌يابد. آن‌ها هم‌چنين يک رابطه تجربي بين عدد نوسلت (با مبناي ضريب انتقال حرارت محلي) و عدد رينولدز (بر مبناي سرعت شعله) بدست آورده‌اند [۱۰]. در تحقيقي که بوسيله والدز[۱۰]، کاسانوا[۱۱] و رويرا[۱۲] انجام شده، تحليل پيستون با استفاده از روش اجزا محدود[۱۳] صورت گرفته است. در اين مطالعه به بررسي تفاوت-هاي بين پيستون آلومينيومي و پيستون ساخته شده از مواد کربني، در رابطه با ميزان انبساط حرارتي و هدايت حرارتي آنها پرداخته شده است. براي مقيد کردن پيستون، چند گره بر روي دامن پيستون، مقيد شده است [۱۱]. در بررسي انجام شده بوسيله سيلوا[۱٤] در سال ۲۰۰٦، نقاط حساس که به دليل

خستگی مکانیکی و حرارتی دچار شکست می‌شوند را ابتدا با مدل‌سازی پیستون و اعمال بار مجازی مکانیکی-حرارتی با نرم افزار cosmos works تحلیل نموده و نتایج خود را با نمونه‌های شکست خستگی در عمل مقایسه کرده‌اند[۱]. اصفهانیان، جواهري و غفارپور با استفاده از نرم افزارهاي KIVA_3V و NASTRAN به بررسي اثر شرايط مرزي بر رفتار حرارتي پيستون پرداخته‌اند. سه روش تحليل آنها عبارتند از: استفاده از مقادير متوسط سطحي و زماني براي دماي تاج پيستون، مقادير محلي متوسط زماني براي دماي تاج پيستون و استفاده از مقادير به طور كامل گذراي محلي براي دماي تاج پيستون. آنها نشان دادند كه استفاده از شرايط مرزي محلي و متوسط زماني به عنوان شرايط مرزي سمت احتراق پيستون تقريبي مناسب و مهندسي است [٤].

در اين تحقيق شبيه‌سازي حرارتي پيستون با دقت بالا و محاسبه دقيق شرايط مرزي ناحيه رينگ‌ها و تاج پيستون به روش تحليل حرارتي شبكه مقاومتي و حل هم‌زمان معادلات با معادلات مدل احتراق دو ناحيه‌اي[۱۵] انجام شده و پس از تعيين شرايط مرزي حرارتي-مكانيكي به تحليل تنش و تعيين نقاط بحراني پيستون پرداخته شده است. تنش‌هاي حرارتي و مكانيكي به طور مجزا محاسبه و نشان داده شده كه تنش‌هاي حرارتي در كنار تنش‌هاي مكانيكي اهميت بالاتري دارند. براي هر يک از متغيرهاي مدل، عباراتي كه تابع متغيرهايي مانند هندسه موتور، متغيرهاي عملكردي موتور و مشخصات مواد تشكيل دهنده موتور است، ارائه شده تا اينكه مدل براي موتورهاي ديگر مفيد بوده و به راحتي قابل استفاده باشد.

۲- مدل حرارتي ظرفيت كلوخه‌اي

احتراق در موتور، فرايندي بسيار پيچيده است كه بطور كامل شناخته نشده است. مدل‌هاي ساده شده‌اي براي توصيف اين پديده، استفاده مي‌شود. گرچه اين مدل‌ها، جزئيات فرآيند را شرح نمي‌دهند، اما متغيرهاي اصلي و مهم كاركرد موتور شامل فشار، دما، كوبش، سرعت موتور و غيره را به نسبتي دقيق مرتبط مي‌سازند. از آنجا كه در اين تحقيق، هدف تحليل حرارتي پيستون است و نه بررسي آلاينده‌ها و كوبش در موتور، بنابراين براي شبيه‌سازي احتراق، از مدل شبه ابعادي احتراق دو ناحيه‌اي استفاده شده است.

بررسي انتقال حرارت، در يک سيكل بسته انجام شده، بنابراين با صرف‌نظر از دو مرحله مكش و تخليه، مدل‌سازي در مراحل تراكم، احتراق و انبساط انجام شده است. با صرف‌نظر از نشتي در درزها و شكافها و استفاده از معادله حالت گاز، معادلات (۱) و (۲) براي محاسبه فشار و دما در مراحل تراكم و انبساط بدست مي آيند [۱۲و۱۳]:

$$\frac{dP}{d\theta}=\left[\gamma P\frac{dV}{d\theta}+(1-\gamma)\frac{dQ_{ht}}{d\theta}\right]\Big/V \qquad (۱)$$

$$\frac{dT}{d\theta}=T\left(\frac{1}{V}\frac{dV}{d\theta}+\frac{1}{P}\frac{dP}{d\theta}\right) \qquad (۲)$$

در روابط فوق، Q_{ht} انتقال گرما به ديواره‌هاي محفظه، θ زاويه لنگ، P فشار گاز، T دماي گاز، V حجم محفظه احتراق و γ نسبت گرماي ويژه است.

با استفاده از قانون اول ترموديناميک براي هر يک از نواحي سوخته و نسوخته و مشتق‌گيري از معادله حالت گاز و تركيب معادلات، معادلات (۳) تا (۵) براي محاسبه فشار و دماي اين نواحي در مرحله احتراق، بدست مي‌آيند (فشار داخل سيلندر را براي دو ناحيه، يكنواخت فرض نموده‌ايم) [۱٤و۱۵]:

$$\frac{dT_u}{d\theta}=\frac{V_u}{m_uC_{pu}}\frac{dP}{d\theta}+\frac{1}{m_uC_{pu}}\frac{dQ_u}{d\theta} \qquad (۳)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta}=\frac{P}{R_bm_b}\left[\frac{dV}{d\theta}-\left(\frac{R_bm_b}{P}-\frac{R_um_u}{P}\right)\frac{dm_b}{d\theta}-\frac{R_um_u}{PC_{pu}}\frac{dP}{d\theta}-\frac{R_u}{PC_{pu}}\frac{dQ_u}{d\theta}+\frac{V}{P}\frac{dP}{d\theta}\right] \qquad (٤)$$

(۵)

$$\frac{dP}{d\theta}=\left\{\left(1+\frac{C_{vb}}{R_b}\right)P\frac{dV}{d\theta}+\left[(u_b-u_u)-C_{vu}\left(T_b-\frac{R_u}{R_b}T_u\right)\right]\frac{dm_b}{d\theta}+\left(\frac{C_{vu}}{C_{pu}}-\frac{C_{vb}}{R_b}\frac{R_u}{C_{pu}}\right)\frac{dQ_u}{d\theta}-\frac{dQ}{d\theta}\right\}\Big/\left(\frac{C_{vu}}{C_{pu}}V_u-\frac{C_{vb}}{R_b}\frac{R_u}{C_{pu}}V_u+\frac{C_{vb}}{R_b}V\right)$$

در روابط فوق، انديس b نشانگر ناحيه سوخته و انديس u براي ناحيه نسوخته است.

براي محاسبه مجهولات دما و فشار، از روش عددي رانج-كوتا[۱٦] استفاده شده است. با مشخص شدن دما، فشار و ضريب انتقال حرارت گازها، دماي ديواره‌ها با استفاده از روش ظرفيت كلوخه‌اي، محاسبه مي‌شود [۱٦و۱۷].

روش ظرفيت كلوخه‌اي با نوشتن معادله بقاي انرژي براي هر گره بصورت رابطه (٦) بيان مي‌شود.

(٦)

$$\sum_{j}^{\substack{cond\\conv\\rad}}\frac{T_j^{p+1}-T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p}+\sum_{j}^{flow.in}\frac{T_j^{p+1}}{R_{i,j}^p}-\sum_{j}^{flow.out}\frac{T_j^{p+1}-T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p}+\sum_{gen}Q_{gen}^p=m_iC_{v,i}\frac{T_i^{p+1}-T_i^p}{\Delta t}$$

در اين رابطه T دماي گره، R مقاومت حرارتي، Q منبع انرژي، m جرم و C_v گرماي ويژه حجم ثابت است. انديس‌هاي i و j بيانگر گره‌هاي i و j و بالانويس‌هاي p+1 و p نشان دهنده گام زماني قبلي و جاري و Δt اندازه گام زماني است. با توجه به اينكه روش تفاضل محدود ضمني[۱۷] با تفاضل پس رونده نسبت به روش صريح[۱۸] بي قيد و شرط پايدار است، استفاده از آن،

شرط پايداري را برقرار ميكند. با وجود پايداري روش ضمني، اندازه گام زماني از اهميت بالايي برخوردار است. اگر اندازه گام زماني بسيار بزرگ باشد، تخمين دماي گره‌ها تقريب زيادي خواهد داشت. اگر گام زماني خيلي كوچک باشد زمان حل افزايش مي‌يابد. در زمان شروع بكار موتور سرد با توجه به شرايط گذراي موتور بايد از گام زماني كوچک استفاده شود ولي در شرايط پايدار، گام زماني مي تواند بزرگ‌تر شود [۷].

در روش مقاومت-خازن از شش نوع مقاومت حرارتي به شرح زير استفاده مي‌شود:

الف) مقاومت هدايتي محوري[۱۹]

$$R = \frac{L}{KA} \qquad (۷)$$

ب) مقاومت هدايتي شعاعي[۲۰]

$$R = \frac{Ln(r_2/r_1)}{2\pi HK} \qquad (۸)$$

پ) مقاومت همرفتي[۲۱]

$$R = \frac{1}{hA_s} \qquad (۹)$$

ت) مقاومت تشعشعي خطي شده

$$R = \frac{T_2 - T_1}{\varepsilon\sigma F_{12} A_s (T_2^4 - T_1^4)} \qquad (۱۰)$$

ث) مقاومت جريان (گره ورودي)

$$R = \frac{1}{m_{in} C_{p,in}} \qquad (۱۱)$$

ج) مقاومت جريان (گره خروجي)

$$R = \frac{1}{m_{out} C_{p,out}} \qquad (۱۲)$$

در روابط فوق، K ضريب هدايت حرارتي، L فاصله بين دو گره، A سطح مقطع عبور شار حرارتي، r_2 , r_1 شعاع داخلي و خارجي گره‌ها، H ارتفاع سيلندر، h ضريب انتقال حرارت همرفتي، A_s سطح مقطع در معرض انتقال حرارت همرفتي، ε قابليت انتشار، σ ثابت استفان بولتزمن، F_{12} ضريب شكل، m جرم و C_p گرماي ويژه فشار ثابت است [۷].

پس از اينكه معادله (٦) براي هر گره به‌طور مجزا نوشته شود، دستگاه معادلات خطي (۱۳) بدست مي‌آيد:

$$\left([G] + \frac{[C]}{\Delta t}\right)\{T\} = \{F\} + \left(\frac{[C]}{\Delta t}\right)\{T_{old}\} \qquad (۱۳)$$

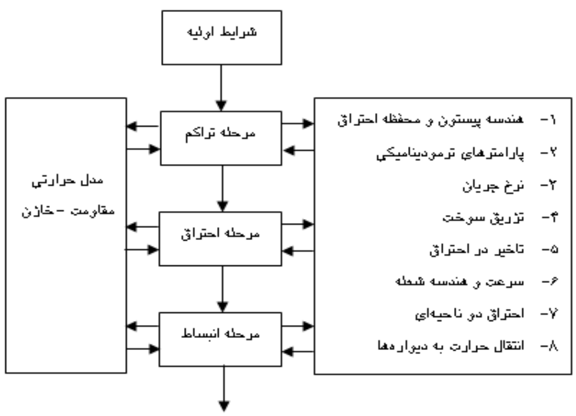
كه در آن [G] ماتريس هدايت، $G_{ij} = 1/R_{ij}$ ،[C] ماتريس قطري ظرفيت، $C_{ii} = m_i c_{p,i}$ و {F} بردار نيرو است كه براي تبديل انرژي محاسبه مي‌شود. دسته معادلات (۱۳) به صورت ضمني براي تعيين بردار {T} حل مي‌شوند. در اين تحقيق از آنجا كه قابليت انتشار گازهاي درون سيلندر كم بوده و همچنين بدليل اينكه انتقال حرارت تابشي نسبت به انتقال حرارت جابجايي (به جز در موتورهاي ديزل) كم است، از انتقال حرارت تابشي صرف‌نظر و مدل‌سازي در يک سيكل بسته انجام شده است، بنابراين در شبكه مقاومتي فقط از سه نوع مقاومت هدايت محوري، هدايت شعاعي و همرفتي استفاده مي‌شود [۷و۱۸].

مرحله شروع بكار سرد[۲۲] موتور تا گرم شدن[۲۳] موتور در اين بررسي مدل نشده و شبيه‌سازي در حالت تعادل حرارتي موتور انجام شده است. با توجه به فرضيات فوق، معادله (٦) به صورت ساده شده رابطه (١٤) مي‌شود [۷و۱۹]:

$$\sum_{j}^{\substack{cond\\conv}} \frac{T_j^{p+1} - T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p} = m_i C_{v,i} \frac{T_i^{p+1} - T_i^p}{\Delta t} \qquad (١٤)$$

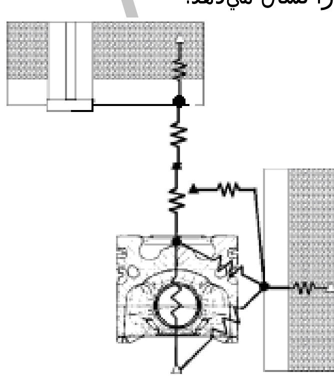
جمله Q_{gen} در معادله (١٤) آورده نمي‌شود زيرا در اين معادله كه با مدل احتراق دو ناحيه‌اي هم‌زمان حل مي‌شود، دماي گازهاي داغ درون سيلندر به صورت يک دماي معلوم وارد مي‌شود و جمله مربوط به انرژي حرارتي سوخت در مدل دو ناحيه‌اي ديده شده است. هم‌چنين از حرارت ناشي از اصطكاک پيستون و رينگ‌ها با ديواره سيلندر، بدليل ناچيز بودن نسبت به حرارت آزاد شده از سوخت صرف‌نظر شده است.

شكل (۱) سير جريان شبيه‌سازي و تحليل را نشان مي‌دهد:



شكل(۱): ساختار برنامه شبيه سازي

شكل (۲) شبكه مقاومتي در نظر گرفته شده براي تحليل حرارتي پيستون را نشان مي‌دهد.



شكل (۲): مدل شبكه مقاومت حرارتی سه نقطه‌ای

حرارت احتراق به سه سطح اصلي شامل پيستون، ديواره سيلندر و سرسيلندر انتقال مي‌يابد. بنابراين با تعيين ۳ گره با دماي مجهول و سه گره با دماي معلوم (گازهاي داغ، روغن و سيال خنک‌کاري)، مدل مقاومت حرارتي کامل مي‌شود.

۳- شرايط مرزي حرارتي

شرايط مرزي حرارتي پيستون را مي‌توان به سه ناحيه اصلي تقسيم نمود:

الف) تاج پيستون در معرض احتراق

ب) رينگ‌ها و دامن پيستون

ج) نواحي دروني[۲۴] پيستون

در ناحيه تاج پيستون طبق شکل (۱)، گره مربوط به پيستون با گازهاي داغ محفظه احتراق تبادل حرارتي دارد. مقاومت حرارتي بين گره پيستون و گازهاي داغ را با رابطه (۱۵) مي توان نشان داد:

$$R_{piston\_gas} = \frac{1}{h\_b(\theta).C_3(\theta) + h\_u(\theta).(Ap - C_3(\theta))} \quad (۱۵)$$

در رابطه فوق، $h\_b(\theta)$ ضريب انتقال حرارت همرفتي گازهاي داغ سوخته در هر زاويه لنگ، $h\_u(\theta)$ ضريب انتقال حرارت همرفتي گازهاي نسوخته در هر زاويه لنگ، Ap مساحت کل تاج پيستون و $C_3(\theta)$ مساحت تاج پيستون در تماس با گازهاي سوخته است.

به طور مشابه، مقاومت‌هاي حرارتي براي گره‌هاي مربوط به سيلندر و سرسيلندر در تماس با گازهاي سوخته و نسوخته به صورت روابط (۱۶) و (۱۷) مدل مي‌شود.

$$R_{CH\_gas} = \frac{1}{h\_b(\theta).C_1(\theta) + h\_u(\theta).(A_{ch} - C_1(\theta))} \quad (۱۶)$$

$$R_{C\_gas} = \frac{1}{h\_b(\theta).C_2(\theta) + h\_u(\theta).(\pi b S(\theta) - C_2(\theta))} \quad (۱۷)$$

در روابط فوق، A_{ch} مساحت کل سرسيلندر، $C_1(\theta)$ مساحت سرسيلندر در تماس با گازهاي سوخته، $S(\theta)$ ارتفاع قسمتي از سيلندر در تماس با گازهاي درون سيلندر و $C_2(\theta)$ مساحت سيلندر در تماس با گازهاي سوخته است.

با فرض ثابت بودن دماي سيال خنک‌کن، مقاومت‌هاي حرارتي بين گره‌هاي سيلندر و سرسيلندر با سيال خنک‌کن به صورت روابط (۱۸) و (۱۹) تعيين مي‌گردد:

$$R_{Cylinder\_coolant} = \frac{1}{h_{coolant} \times (\pi(b + 2t_{block}).S)} \quad (۱۸)$$

$$R_{Cylinder\ head\_coolant} = \frac{1}{h_{coolant} \times A_{ch}} \quad (۱۹)$$

که S کورس سيلندر، t_{block} ضخامت تقريبي ديواره سيلندر و $h_{coolant}$ ضريب انتقال حرارت جابجايي از سيال خنک‌کن به ديواره‌ها است که در مرجع [٤] مقدار ۱٤۸۱ (W/m^2K) پيشنهاد شده است.

با فرض ثابت بودن دماي روغن، مقاومت حرارتي بين گره سيلندر و روغن به صورت رابطه (۲۰) تعيين مي‌شود:

$$R_{Cylinder\_oil} = \frac{1}{h_{oil\_block} \times (\pi b.(S - S(\theta)))} \quad (۲۰)$$

در رابطه فوق h_{oil_block} ضريب انتقال حرارت بين روغن و ديواره سيلندر است که در مرجع [۷] مقدار ٤۰۰ (W/m^2K) براي آن پيشنهاد شده است.

مقاومت حرارتي براي گره پيستون و روغن خنک‌کننده زير پيستون، از رابطه (۲۱) محاسبه مي‌شود:

$$R_{piston\_oil} = 1/(h_{oil\_ucp} \times (\pi/4\,(b_p - 2t_s)^2) + h_{oil\_us} \times (\pi(b_p - 2t_s).L_{Skirt}) \quad (۲۱)$$

که h_{oil_ucp} ضريب انتقال حرارت همرفتي روغن در ناحيه زير تاج پيستون، h_{oil_us} ضريب انتقال همرفتي روغن در ناحيه داخلي دامن پيستون، b_p قطر پيستون، t_s ضخامت تقريبي دامن پيستون و L_{skirt} ارتفاع تقريبي دامن پيستون است.

سطوح داخلي پيستون بر اساس طراحي موتور در چگونگي خنک‌کاري زير پيستون با روغن، به يکي از سه روش زير خنک‌کاري مي شود:

۱- پاشش روغن از طريق ميل لنگ[۲۵]

۲- پاشش روغن از پين پيستون[۲۶]

۳- پاشش روغن از طريق ايجاد جريان جت روغن[۲۷]

ضريب همرفتي براي هر يک از حالات فوق در مراجع [۷و۲۰] بصورت جدول (۱) پيشنهاد شده است.

جدول (۱): ضريب همرفتي روغن براي خنک‌کاری سطوح داخلی پيستون

روش خنك‌کاري توسط روغن	قسمت زيرين تاج پيستون	دامن پيستون
	ضريب انتقال گرماي جابه‌جايي (W/m^{2}K)	
پاشش توسط ميل‌لنگ	۹۰۰-۱۰۰۰	۲٤۰
پاشش توسط پيستون	۲۱۰۰-۲۸۰۰	
پاشش فواره روغن	۲۰۵۰-۳۲۲۰	

با توجه به اينکه دبي جريان روغن در کل موتور با افزايش سرعت بالا مي‌رود، بنابراين ضريب انتقال حرارت همرفت بين روغن و پيستون با تغيير سرعت موتور تغيير مي‌کند. رابطه وابستگي ضريب همرفتي روغن با سرعت موتور به صورت رابطه (۲۲) است [۷]:

(۲۲)
$$h = h_{ref}\left(\frac{N}{N_{ref}}\right)^{b}$$

در رابطه فوق، h_{ref} ضريب همرفت مرجع (قابل استخراج از جدول (۱))، N_{ref} دور موتور مرجع، N دور موتور مورد بررسي و b عدد ثابت تجربي است. در مرجع [۷] براي b مقدار ۰/۳۵ و براي دور موتور مرجع مقدار ٤٦٠٠ rpm پيشنهاد شده است.

با توجه به اينكه در موتور EF7.TC، خنک‌كاري از راه ايجاد جت روغن انجام مي‌شود، بنابراين مقادير h_{oil_ucp} و h_{oil_us} در رابطه (۲۱) با انتخاب ضريب انتقال حرارت جابجايي مرجع برابر با ۳۰۰۰ در دور ۵۵۰۰rpm محاسبه شده است.

انتقال حرارت از ناحيه بين رينگ‌ها و فواصل بين آنها را با فرضيات زير مدل مي‌كنيم [٤]:

- ضخامت لايه روغن يكنواخت فرض شده است.
- رينگ‌ها به‌طور كامل صاف و بدون تاب فرض شده‌اند.
- وجود لقي پيستون در سيلندر باعث ايجاد حركت ثانويه پيستون مي‌شود كه از آن صرف‌نظر كرده و فيلم روغن را پيوسته در نظر مي‌گيريم.
- انتقال حرارت در لايه روغن، در ناحيه رينگ و دامن پيستون با توجه به كوچک بودن عدد بايو، به صورت هدايتي فرض مي‌شود.

پيستون و لاينر با يک سري از مقاومت‌هاي حرارتي به هم متصل مي‌شوند. انتقال حرارت هدايتي بين پيستون و شيار رينگ‌ها وجود دارد. حرارت به‌وسيله رينگ‌ها به لاينر منتقل مي‌شود. بين لاينر و رينگ‌ها و هم‌چنين بين رينگ‌ها و پيستون، لايه نازكي از روغن وجود دارد كه باعث ايجاد مقاومت حرارتي بيشتري مي‌شود. رابطه (۲۳) مقاومت حرارتي بين پيستون و لاينر را نشان مي‌دهد [۱۹]:

(۲۳)
$$R_{piston\_Liner} = \frac{1}{\pi D_{piston} H_{piston} h_{piston\_liner}}$$

كه D_{piston} قطر پيستون، H_{piston} ارتفاع تقريبي پيستون و $h_{piston\text{-}liner}$ ضريب انتقال حرارت معادل بين پيستون و لاينر است كه در مرجع [۱۹] مقدار ٦۲۰ w/m^2K براي آن پيشنهاد شده است.

پس از تعيين كليه مقاومت هاي حرارتي و قرار دادن آنها در رابطه (١٤)، دستگاه معادلات كامل شده كه با حل هم‌زمان آن با مدل احتراق دو ناحيه‌اي، مجهولات مورد نظر بدست مي‌آيند.

٤- تحليل تنش حرارتي و مكانيكي مدل

مراحل فرآيند تحليل تنش پيستون عبارتند از [۱۱]:

۱- مدل‌سازي CAD پيستون.
۲- شبكه‌بندي اجزاي محدود پيستون.
۳- تعيين شرايط مرزي مكانيكي و حرارتي.
٤- محاسبه تنش‌هاي حرارتي و مكانيكي با استفاده از روش اجزا محدود.

معادله مورد استفاده براي محاسبه تنش‌هاي ديناميكي به صورت رابطه (٢٤) است:

(٢٤)
$$(S)_{\alpha_\alpha} = j\begin{bmatrix} \sigma_{jx} & \tau_{jxy} & \tau_{jxz} \\ \tau_{jxy} & \sigma_{jy} & \tau_{jyz} \\ \tau_{jxz} & \tau_{jyz} & \sigma_{jz} \end{bmatrix}_{n\ \alpha}$$

در رابطه فوق $(S)_\alpha$ ستون ماتريس‌هاي تنش در زاويه لنگ α، n تعداد گره‌ها، انديس j نشان دهنده j امين محاسبه و σ و τ به ترتيب تنش‌هاي نرمال و مماسي هستند. ماتريس تنش نهايي در هر گره به صورت تابعي از زاويه لنگ است. تنش‌هاي اصلي يعني σ_1، σ_2 و σ_3 ريشه‌هاي معادله (٢٥) هستند:

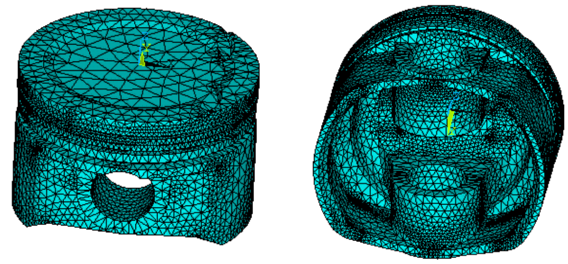
(٢٥)
$$\begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y - \sigma & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z - \sigma \end{vmatrix} = 0$$

تنش معادل فون-ميسز نيز از رابطه (٢٦) محاسبه مي‌شود:

(٢٦)
$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}\left[(\sigma_1-\sigma_2)^2 + (\sigma_2-\sigma_3)^2 + (\sigma_3-\sigma_1)^2\right]}$$

براي محاسبه تنش‌هاي حرارتي ناشي از توزيع غير يكنواخت دما، ابتدا توزيع دماي ايجاد شده در پيستون با استفاده از برازش منحني نتايج بدست آمده از قسمت قبل و اعمال آن به‌وسيله نرم‌افزار تعيين مي‌شود، سپس اين توزيع دما به صورت يک بار خارجي در تحليل سازه‌اي ANSYS بدون اعمال هر گونه قيد، وارد شده و تنش‌هاي حرارتي محاسبه مي‌شوند. واضح است كه در شرايط واقعي براي پيستون چنين اتفاقي نمي‌افتد و تنها هدف از اين نوع اعمال بار، نشان دادن ميزان قابل توجه اين تنش‌ها در مقايسه با تنش‌هاي مكانيكي است. در مرحله بعد فقط بارهاي مكانيكي بر پيستون اعمال شده و تنش‌هاي بدست آمده با تنش‌هاي حرارتي مقايسه مي‌شوند. در پايان بارگذاري پيستون به صورت كوپله (حرارتي-مكانيكي) مانند حالت واقعي انجام مي‌شود.

از آنجا كه مدل‌سازي در نرم‌افزار ANSYS مشكل است، بنابراين شكل هندسي پيستون در نرم‌افزار CATIA مدل شده و به‌وسيله ANSYS فراخواني شده است. شكل (۳) مدل هندسي شبكه‌بندي شده پيستون را نشان مي‌دهد.



شكل (۳): مدل شبكه‌بندی شده پيستون

براي جلوگيري از ايجاد خطاي حركت جسم صلب[۲۸] در نرم افزار ANSYS، بايد پيستون مقيد شود. براي ايجاد شرايط تعادل جسم، معمول است كه در محاسبات اجزاي محدود جابجايي برخي از گره‌هاي خاص جسم را محدود كنند. نيروي عكس‌العمل در اين گره‌ها كه معادلات تعادل را برقرار مي‌كند، باعث ايجاد مقاديري تنش غير معمول در محل اعمال قيدها مي‌شود. در برخورد با اين تنش‌ها بايد به اندازه كافي دقت كرد زيرا در شرايط واقعي، چنين قيدهايي وجود ندارد [۱۱]. در انتخاب گره‌هايي كه بايد مقيد شوند به دو عامل مهم بايد توجه داشت؛ اول اينكه اين گره‌ها بايد تا حد امكان از محل اعمال بارهاي مكانيكي فاصله داشته باشند. دوم اينكه اين گره‌ها بايد در نقاطي انتخاب شوند كه تغيير مكان آنها در حالت واقعي مسئله كم‌ترين باشد. در اين تحقيق براي مقيد كردن پيستون در دو راستاي x و y چند نقطه در موقعيت مياني ارتفاع پيستون كه داراي كم‌ترين تغيير مكان در دو راستاي x و y است، مقيد شده‌اند. محل دقيق اين نقاط را مي‌توان پس از بارگذاري حرارتي و ديدن تغيير مكان ناشي از توزيع غير يكنواخت دما مشخص نمود، بدين ترتيب كه گره‌هايي كه تغيير مكان نزديك به صفر دارند به عنوان محل اعمال قيد انتخاب مي‌شوند. براي مقيد كردن پيستون در راستاي z، تعدادي گره در قسمت زيرين نيمه پاييني چشمي گژن پين كه با استفاده از يک فرآيند سعي و خطا و بدست آمدن بهترين نتايج محل اين نقاط تعيين شده است، مقيد گرديده است.

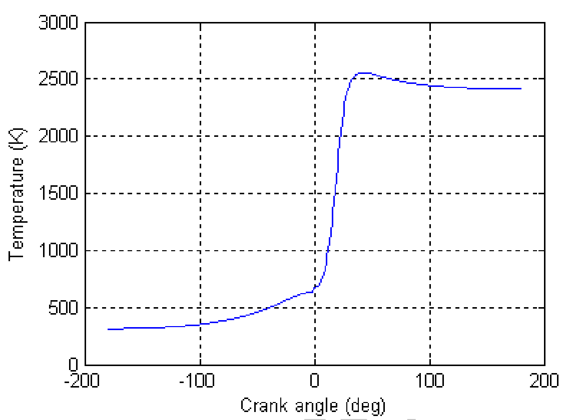
۵- نتايج شبيه‌سازي

شبيه‌سازي براي موتور EF7.TC (موتور ملي) در حالت سوخت بنزين انجام شده است. جدول (۲) مشخصات موتور توربو شارژر EF7.TC را نشان مي دهد.

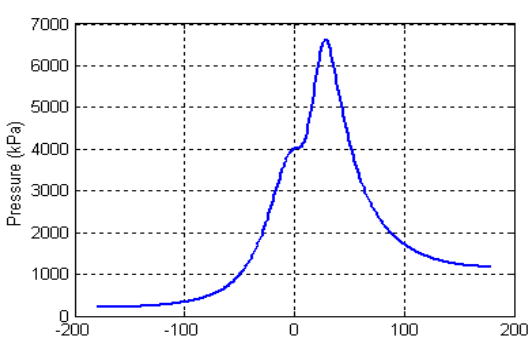
شكل (٤)، دماي گذراي گازهاي درون سيلندر و شكل (۵)، فشار گاز درون سيلندر بر حسب زاويه لنگ را نشان مي‌دهد. در شكل (۵) شيب منحني فشار پس از زدن جرقه كاهش و سپس افزايش مي‌يابد كه اين دوره كاهش مربوط به تاخير در احتراق است.

جدول (۲): مشخصات كلی موتور **EF7.TC**

قطر سيلندر (mm)	۷۸/٦
طول مسير پيستون (mm)	۸۵
طول دسته پيستون (mm)	۱۳۳/۵
تعداد سيلندر	٤
نسبت تراكم	۹/۹
قطر پيستون (mm)	۷۷/۵۹۲
ارتفاع پيستون (mm)	۵۱/۷
ارتفاع دامن پيستون (mm)	۳۳/٤
جرم پيستون (g)	۳۲۷
دماي روغن (K)	٤۰۳
دماي سيال خنك‌كننده (K)	۳٦۳
IVC (deg aBDC)	۲٦
EVO (deg bBDC)	۲۵
زمان جرقه‌زني (deg bTDC)	۱۱/۵
$\lambda = 1/\varphi$	۰/۷۳
دور موتور RPM	۵۵۰۰
فشار چندراهه ورودي (kPa)	۱۷۳
دماي چندراهه ورودي (K)	۳۱۲/٦



شكل (٤): دمای گازداخل سيلندر برحسب زاويه لنگ

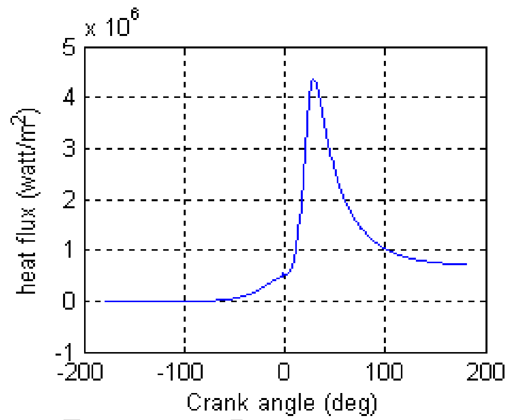


شكل (۵): فشار داخل سيلندر برحسب زاويه لنگ

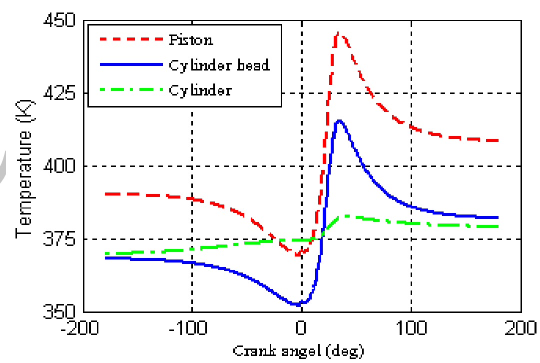
شكل (٦) شار حرارتي عبوري از تاج پيستون را نشان مي‌دهد. همان‌طور كه از نمودار مشخص است، در ابتدا مقدار شار حرارتي منفي است به‌اين معني كه حرارت از سطح

پیستون به گازهاي درون سيلندر منتقل مي‌شود. در ادامه با بالا رفتن دماي گازها جريان حرارتي معكوس مي‌شود [۱۰و۱۱].

در شكل (۷) دماي پيستون، سرسيلندر و سيلندر بر حسب زاويه لنگ نشان داده شده است. ديده مي‌شود پيستون و سرسيلندر كه داغ‌ترين قسمت‌هاي موتور هستند، دما و تغييرات دمايي بيش‌تري نسبت به سيلندر دارند كه مي‌تواند باعث ايجاد خستگي حرارتي در آنها شود [۲و۹].



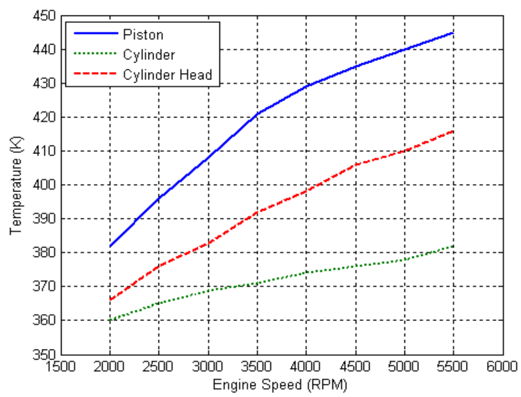
شكل (٦): شار حرارتی عبوری از سطح تاج پیستون



شكل (۷): مقايسه بين دمای پيستون، سيلندر و سرسيلندر

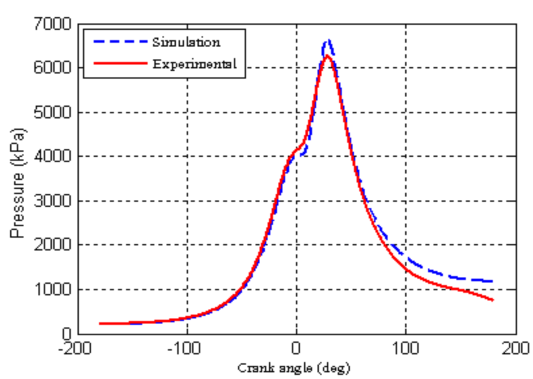
از آنجا كه داده آزمايشگاهي در رابطه با دماي پيستون، سيلندر و سرسيلندر موتور EF7.TC وجود ندارد، بنابراين امكان مقايسه نتايج شبيه‌سازی با نتايج تجربي و آزمايشگاهي وجود ندارد. به همين دليل از نتايج بدست آمده در مرجع [۱۹] براي بررسي درستي نتايج شبيه‌سازي دماي ديواره‌ها استفاده مي‌نماييم. در مرجع [۱۹] از روش مقاومت-خازني مشابه روش بكار رفته در اين تحقيق براي محاسبه دماي ديواره‌ها استفاده شده و مقايسه نتايج شبيه‌سازي با نتايج آزمايشگاهي در اين مرجع، نشان دهنده دقت بالای روش مقاومت-خازن در محاسبه دماي ديواره‌ها است.

شكل (۸) منحني بيش‌ترين دماي پيستون، سيلندر و سرسيلندر را بر حسب دور موتور نشان مي‌دهد. تغييرات دماي سيلندر با افزايش دور موتور كمتر از تغييرات دماي پيستون و سرسيلندر است. دليل آن است كه در مرحله احتراق سطح پيستون و سرسيلندر همواره در معرض احتراق بوده در حالي كه در رابطه با سيلندر چنين نيست.



شكل (۸): تغييرات دماي ديواره‌ها بر حسب دور موتور

شكل (۹) نمودار مقايسه‌اي فشار تجربي و فشار شبيه‌سازي را نشان مي‌دهد. از آنجا كه داده تجربي در موتور مورد بررسي در اين تحقيق، فقط اطلاعات فشار درون سيلندر است بنابراين به ناچار يگانه مرجع اعتباردهي به نتايج مدلسازي اين اطلاعات است (اطلاعات تجربي فشار از مركز تحقيقات موتور ايران خودرو (ايپكو) گرفته شده است).

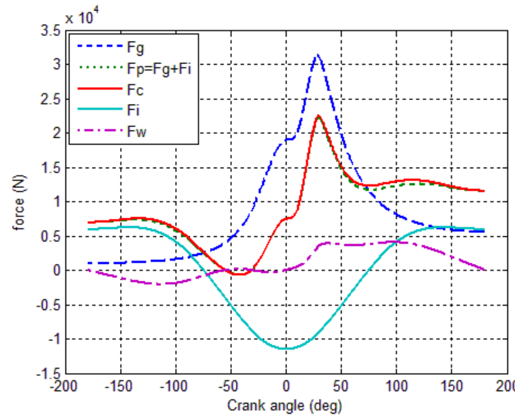


شكل (۹): مقايسه فشار تجربی و شبيه‌سازی درون سيلندر

منحني‌هاي تجربي و مدل در سيكل تراكم با وجود فرضيات ساده كننده، همگرايي خوبي داشته و روي هم منطبق هستند. اين موضوع نشان دهنده قابل قبول بودن اين فرض‌ها است. حدود ٦% اختلاف بين بيشينه فشار دو منحني وجود دارد. اين اختلاف ناشي از بسياري از افت‌ها در حالت واقعي نسبت به شرايط مدلسازي است.

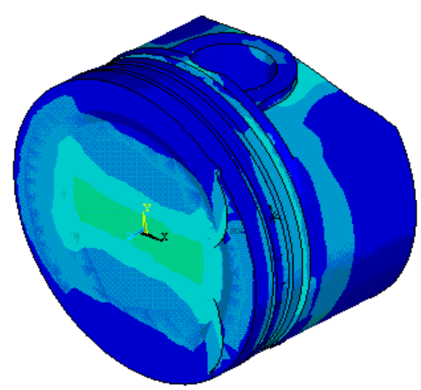
شكل (۱۰) همه نيروهاي وارد بر پيستون را نشان مي‌دهد، در اين شكل F_g نيروي گازي، F_c نيروي شاتون، F_w نيروي ديواره، F_i نيروي اينرسي و F_p برايند نيروهاي اينرسي و گازي است.

با توجه به اینکه براي بررسي درستي نتايج تحليل تنش پيستون EF7.TC نمونه واقعي پيستون آسيب ديده اين موتور وجود ندارد، بنابراين براي بررسي درستي نتايج، منحنيهاي همتنش بدست آمده را با نمونههاي واقعي پيستون آسيب ديده که در مرجع [۱] مورد بررسي قرار گرفته است، از نظر کيفي مورد بررسي قرار ميدهيم.



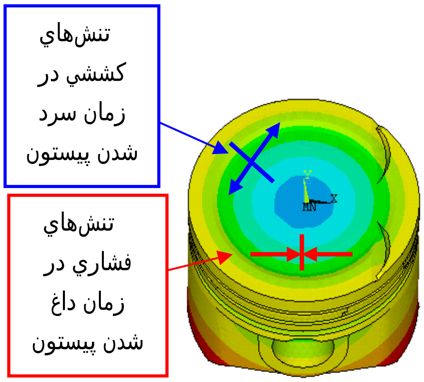
شکل (۱۰): نمودار کليه نيروهاي وارد بر پيستون

شکل (۱۱) منحنيهاي همتنش حرارتي فون ميسز پيستون را در زاويه لنگ ۲۰۰ درجه نشان ميدهد. در اين شکل ديده ميشود که در ناحيه دامن پيستون که گراديان دما کمتر است، تنشهاي حرارتي کمترين مقدار را دارند. همچنين بيشترين ميزان تنش در ناحيه تاج پيستون و رينگها که گراديان دما شديدتر است، رخ ميدهد.



شکل (۱۱): منحنيهاي همتنش حرارتي فون ميسز پيستون در زاويه لنگ ۲۰۰ درجه

در شکل (۱۲) منحنيهاي تغيير شکل ناشي از انبساط حرارتي پيستون در زاويه لنگ ۲۰۰ درجه نشان داده شده است. همانطور که از شکل مشخص است، با توجه به وجود نداشتن قيد هندسي در پيستون و انبساط حرارتي پيستون به صورت شعايي، کمترين مقدار تغيير شکل در ناحيه مرکزي تاج پيستون و بيشترين مقدار تغيير شکل در ناحيه لبه پاييني دامن پيستون است.

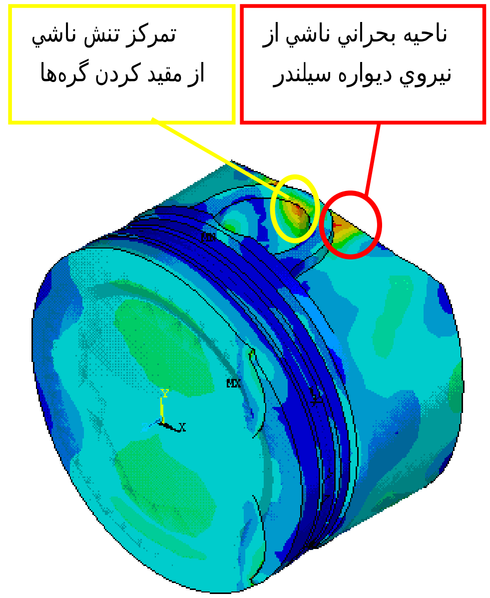


شکل (۱۲): منحنيهاي تغيير شکل حرارتي و چگونگي ايجاد خستگي حرارتي در ناحيه تاج پيستون

با توجه به اين شکل و با توجه به توضيحات قبل، براي مقيد کردن پيستون در راستاي x و y سه گره در مرکز تاج پيستون مقيد شدهاند، زيرا در اين ناحيه کمترين تغيير مکان در راستاي x و y است. در مرجع [۱۱] براي مقيد کردن پيستون در راستاي Z، چند گره در ناحيه پاييني دامن پيستون مقيد شده است. در اين تحقيق نيز پيستون در راستاي z از طريق تعداد بيشتري گره در سطح پاييني چشمي گژن پين، با توجه به دور بودن از محل اعمال بار و همچنين تغيير مکان کم، مقيد شده است. علت انتخاب تعداد بيشتر گره، جلوگيري از ايجاد تمرکز تنش شديد در گرهها است. اين نکته مهم است که انتخاب اين گرهها با يک فرايند سعي و خطا و بدست آمدن بهترين نتايج (کمترين تمرکز تنش) بدست آمده است. همچنين در شکل (۱۲) به طور شماتيک، تنشهاي ناشي از تغيير شکلهاي حرارتي در تاج پيستون نشان داده شده است. در زمان انجام احتراق و داغ شدن پيستون، در اثر وجود گراديان دما و انبساط پيستون، تنشهاي فشاري در تاج پيستون بوجود ميآيند. در زمان سرد شدن پيستون نيز (بويژه در مرحله مکش)، ناحيه تاج در برابر تنشهاي کششي قرار ميگيرد. شکل (۱۳) پيستون يك موتور بنزيني را نشان ميدهد که در اثر تنشهاي حرارتي و انبساط و انقباضهاي گفته شده در مورد شکل (۱۲) که موجب خستگي پيستون ميشود، در قسمت تاج دچار ترك خوردگي شده است.

شکل (۱۳): پيستون آسيب ديده موتور بنزيني در اثر خستگي حرارتي-مکانيکي در ناحيه تاج [۱]

شکل (١٤) منحني‌هاي هم‌تنش مکانيکي فون ميسز پيستون را در زاويه لنگ ١٩٥ درجه که بارهاي مکانيکي بيش‌ترين مقدار خود را در اين زاويه لنگ دارند، نشان مي‌دهد.

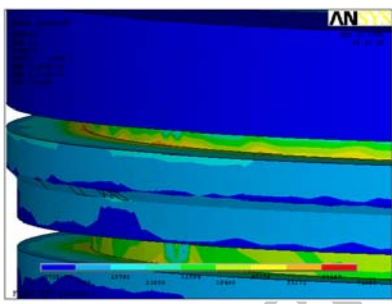


شکل (١٤): منحني‌هاي هم‌تنش مکانيکی فون ميسز در زاويه لنگ ١٩٥ درجه

همان‌طور که در شکل مشخص است، در محل گره‌هاي مقيد شده، مقداري تمرکز تنش وجود دارد که بدليل اعمال قيدها در اين ناحيه، کمي خطا دارد. نکته مهم ديگري که مي‌توان اشاره نمود آن است که، نيروي وارد از طرف ديواره سيلندر اگر چه نسبت به نيروهاي ديگر کوچکتر است، اما با توجه به شکل باعث ايجاد تنش زيادي در دامن پيستون و زير چشمي گژن پين شده است. اين موضوع زماني شديدتر مي‌شود که در اثر سايش، لقي بين پيستون و لاينر بيشتر شده و باعث افزايش حرکت ثانويه پيستون شود. در اين شرايط پيستون در دو نقطه واقع بر دامن و قسمت بالايي با لاينر تماس داشته که باعث افزايش ميزان بارهاي تناوبي در ناحيه مشخص شده در شکل (١٤) و در پايان شکست خستگي مي‌شود [١]. مقايسه اين نتايج با شکل (١٥) که شکست در ناحيه اشاره شده در پيستون يک موتور بنزيني را نشان مي‌دهد، درستي نتايج را تاييد مي‌کند.

شکل (١٦) منحني‌هاي هم‌تنش فون ميسز ناشي از اعمال بار اصطکاکي به وسيله رينگ‌هاي تراکمي در ناحيه نشيمنگاه اين رينگ‌ها را نشان مي‌دهد. همان‌طور که از شکل مشخص است در ناحيه انتهايي نشيمنگاه رينگ‌ها، ميزان تنش در اثر نيروي اصطکاک بين رينگ و ديواره سيلندر، بيشتر از قسمت‌هاي ديگر است. اگرچه اين نيروي اصطکاکي در مقايسه با نيروهاي ديگر کوچک است، اما با توجه به ماهيت تناوبي اين نيرو و همچنين حساسيت محل اعمال نيرو، ناحيه شيار رينگ‌هاي تراکمي يکي از بحراني‌ترين مناطق پيستون است که به طور معمول دچار شکست (خستگي) مي‌شود. اين موضوع زماني شديدتر مي‌شود که در اثر سايش بين رينگ و لاينر، لقي بين پيستون و لاينر بيشتر شده و رينگ از درون شيار خود مقداري بيرون آمده و در ميانه نشيمنگاه رينگ قرار مي‌گيرد [١].

شکل (١٥): پيستون آسيب ديده يک موتور بنزيني در ناحيه دامن پيستون [١]

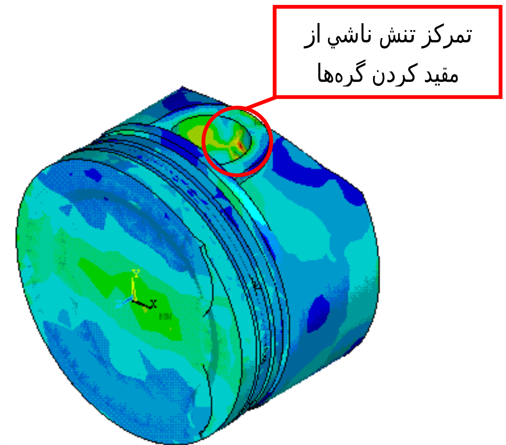


شکل (١٦): منحني‌هاي هم‌تنش فون ميسز ناشي از اعمال بار اصطکاکي توسط رينگ‌هاي تراکمي در ناحيه نشيمنگاه اين رينگها

شکل (١٧) پيستون يک موتور بنزيني را که در ناحيه شيار رينگ‌هاي تراکمي دچار شکست شده است، نشان مي‌دهد. با مقايسه اين شکل با شکل (١٦)، ديده مي‌شود که نتايج با نمونه‌هاي واقعي برابري خوبي دارند.

شکل (١٨) منحني‌هاي هم‌تنش معادل فون ميسز مکانيکي-حرارتي پيستون را نشان مي‌دهد. در اين بارگزاري، بار حرارتي و مکانيکي مشابه حالت واقعي، با هم بر پيستون اعمال شده‌اند. همان‌طور که از شکل مشخص است ناحيه تاج پيستون که محل اعمال فشار گاز بوده و همچنين گراديان دما در اين ناحيه بيشتر از ديگر نقاط است، داراي شرايط بحراني‌تري است. در اين شکل محل تمرکز تنش ايجاد شده در ناحيه گره‌هاي مقيد، مشخص شده است.

شكل (۱۷): پيستون آسيب ديده يک موتور بنزيني در ناحيه شيار رينگ‌ها



شكل (۱۸): منحني‌هاي هم‌تنش مكانيكی-حرارتي فون ميسز در زاويه لنگ ۲۰۰ درجه

٦- نتيجه‌گيري

نتايج بدست آمده از اين تحقيق را مي‌توان به صورت زير خلاصه کرد:

۱- روش تحليل حرارتي شبکه مقاومتي، روشي ساده و مناسب براي تحليل حرارتي اجزاي مختلف موتور است.

۲- روش احتراق دو ناحيه‌اي روشي دقيق و مناسب براي تعيين شرايط ميدان گاز (مانند فشار، دما و غيره) و شرايط مرزي درون محفظه احتراق است.

۳- خنک‌کاري پيستون از طريق برخورد جت روغن به زير پيستون، مقدار زيادي از گرماي پيستون را انتقال مي‌دهد. در موتور EF7.TC ضريب انتقال حرارت جابجايي روغن با دور موتور به صورت $h_{oil} \propto N^{0.35}$ رابطه دارد.

٤- در روش تحليل حرارتي شبکه مقاومت گرمايي هر چه تعداد گره‌ها بيشتر باشد دقت محاسبات بالاتر بوده و هم‌چنين زمان حل افزايش مي‌يابد.

۵- در ناحيه دامن پيستون که گراديان دما کمتر است، تنش‌هاي حرارتي کم‌ترين مقدار را دارند. هم‌چنين بيش‌ترين ميزان تنش در ناحيه تاج پيستون و رينگ‌ها که گراديان دما شديدتر است، رخ مي‌دهد.

۶- چهار منطقه بحراني شکست خستگي تحت تنش تناوبي شامل: محدوده اطراف سوراخ پين، محدوده مرکزي تاج پيستون، شيارهاي محل قرارگيري رينگ پيستون و سطوح داخلي و خارجي دامن پيستون نزديک به سوراخ پين هستند.

۷- اگر چه براي تعيين تنش‌هاي حرارتي هيچ قيد هندسي بر پيستون اعمال نشد و اين تنش‌ها فقط ناشي از توزيع غير يکنواخت دما در پيستون هستند، اما باز هم ديده مي‌شود که ميزان تنش‌هاي حرارتي نيز قابل توجه است. اين موضوع اهميت تنش‌هاي حرارتي و ضرورت تحليل حرارتي دقيق پيستون براي طراحي بهينه‌تر را نشان مي‌دهد.

۷- مراجع

[۱] Silva. F.S., “Fatigue on Engine Pistons–A Compendium of Case Studies”, Journal of Engineering Failure Analysis, No, 13, pp. 480–492, 2006.

[۲] B. A. Boley and J. Weiner, “Theory of Thermal Stresses”, Stanford University, August, 1960.

[۳] A. P. Boresi and Chong, “Elasticity in Engineering Mechanics”, Elsevier Science Publishing Co., 1974.

[٤] Esfahanian. V., Javaheri A., Ghaffarpour. M., “Thermal Analysis of an SI Engine Piston Using Different Combustion Boundary Condition Treatments”, Applied thermal engineering, No. 26, pp. 277-287, 2006.

[۵] Mohammadi. A., Yaghoubi. M. and Rashidi. M., “Analysis of Local Convective Heat Transfer in a Spark Ignition Engine”, Journal of Engineering Failure Analysis, No. 13, pp. 480–492, 2006.

[٦] Hywood. J. B., “Internal Combustion Engine Fundamentals”, Mc Grow-Hill, New York, 1988.

[۷] Bohac. S. V., Baker. D. M. and Assanis. D. N., “A Global Model for Steady State and Transient S.I. Engine Heat Transfer Studies”, SAE Paper, No. 960073, 1996.

[۸] Kreith. F., “Principle of Heat Transfer”, International Text Book Co. Scranton, Pennsylvania, 2nd Printing, 1959.

[۹] Wanli. Y., Guohua. CH., Chunfa. W. and Xiaoming. Y., “Simulation of Transient Heat Transfer for Coupling 3-D Moving Component System Within Internal Combustion Chamber”, SAE Paper, No. 01-0617, 2003.

[۱۰] Harigaya. Y., Toda. F., and Suzuki. M., “Local Heat Transfer on a Combustion Chamber Wall of a Spark-Ignition Engine”, SAE Paper, No. 931130, 1993.

[۱۱] M.Valdes, J. Casanova and A. Rovira, “Design of Carbon Pistons Using Transient Heat Transfer and Stress Analyses”, SAE Paper, No. 01-3217, 2001.

[۱۲] Annand W. J. D, “Geometry of Spherical Flame Propagation in a Disc-Shaped Combustion Chamber”, Journal of mechanical engineering science, No. 12(2), pp.146-149, 1970.

[۱۳] Catania. A.E., Misul. D., Mittica. A. and Spessa. E., “A Refined Two-Zone Heat Release Model for Combustion Analysis in SI Engines”, The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, July 1-4, 2001, Nagoya.

[۱٤] Benson. R. S., Annand. W. J. D and Baruah. P. C. , “A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine”, Int. J. mech. Sci. Pergamon Press., vol.17, pp. 97-124, 1975.

[۱۵] Erduranli. P., Koca. A. and Sekmen. Y., “Performance Calculation Of A Spark Ignition Engine According To The Ideal Air-Fuel Cycle Analysis”, G.U. Journal of Science, No. 18(1), pp. 103-114, 2005.

[۱٦] Stone. R. "Introduction to Internal Combustion Engines", Third edition, Mc Millan, 1999.

[۱۷] Maher A. R. Sadigh Al-Baghdadi, “A Simulation Model for a Single Cylinder Four-Stroke Spark Ignition Engine Fueled with Alternative Fuels”, Mechanical and Energy Department, Higher Institute of Mechanical Engineering, Turkish J. Eng. Env. Sci, No. 30, pp.331-350, 2006.

[۱۸] Ferguson. C. R. and Kirkparrick. A. T.,”Internal Combustion Engine, Applied Thermosciences” Second Edition, John Wiley & Sons, Inc, New York, 1986.

[۱۹] Torregrosa. A., Olmeda. P., Degraeuwe. B. and Reyes. M., “A Concise Wall Temperature Model for DI Diesel Engines”, Journal of Applied Thermal Engineering, No. 26, pp. 1320–1327, 2006.

[۲۰] Buyukkaya. E., “Thermal Analysis of Functionally Graded Coating AlSi Alloy and Steel Pistons”, Journal of Surface & Coatings Technology, No. 202, pp. 3856–3865, 2008.

۸- زیرنویس ها

1 Anisotropic
2 Lumped Parameter
3 node
4 Isothermal
5 Biot Number
6 Wanli
7 Yan
8 Harigaya
9 Toda
10 Valdes
11 Casanova
12 Rovira
13 Finite Element Method
14 Silva
15 Two Zone Combustion
16 Runge-kutta
17 Implicit finite-difference
18 Explicit
19 Axial Conduction Resistor
20 Radial Conduction Resistor
21 Convection Resistor
22 Cold Start
23 Warm up
24 Underside Piston
25 Splash Cooling
26 Forced Cooling
27 Jet Cooling
28 Rigid body motion